



Die Erfindung betrifft ein Sperrdifferential mit Stellkraftverstärkungshebeln nach dem Oberbegriff des Anspruches 1, welcher ausgeht von der DE-A 36 08 118. Danach ist es bekannt, axiale Betätigungskräfte eines Stellgliedes für Sperrdifferential zu verstärken, indem einem gegen Reibscheiben anlegbaren Druckring auf einem Umfang angeordnete Hebel als Verbindungsglieder trieblich vorgeordnet werden. Dabei ist für die einzelnen, durch Ausklinkungen aus einer Tellerfeder gebildeten Hebel jeweils ein Kippunkt vorgesehen, an dem sich die mittleren vorderen Abstützpunkte der durch den Tellerfederkranz zusammengehaltenen Hebel anlegen. Auf deren Rückseite ist eine radiale äußere und eine radiale innere Abstützung vorgesehen, die mittels eines Stellgliedes relativ zueinander axial verschieblich sind.

Nach dem Stand der Technik befindet sich die mittlere vordere Abstützung des Druckringes vor dessen äußerem Randbereich, etwa auf der Höhe der Außendurchmesser der Reibflächen und die äußere etwa gleichweit entfernt davon wie die innere, an einem Kransen der Achswellenabe angreifende, am freien Ende der Hebel, gegen welche, unter Inkaufnahme eines vierten Gelenkpunktes, eine Spreizfeder über eine Fernbetätigungshülse axial andrückbar ist. Dadurch muß bei der bekannten Anordnung eine mehrere Federn und ein viertes Gelenk erfordernde nachgiebige Kraftübertragung mit einem größeren Weg der voneinander abhängigen Hebel und der Fernbetätigung in Kauf genommen werden. Eine Folge davon ist beträchtlicher Raumbedarf axial und radial zwischen Druckring und Stellglied bzw. Fernbetätigung. Dieser Raumbedarf vergrößert auch den Außendurchmesser und die Masse des darüberliegenden Differentialkorbgehäuses. Das die Hebel der bekannten Anordnung umfassende Gehäuse ist infolgedessen unmittelbar über den Hebeln durch eine in das Tellerrad korbseitig eingesteckte Distanzhülse mit vergrößertem Innendurchmesser zwischen Endlamelle und Rückwand des Differentials noch besonders verlängert. Aufgrund wechselnder Federkennwerte ist nach längerem Gebrauch mit spürbaren Funktionsänderungen zu rechnen. Eine präzise Regelung der Sperrkräfte und exakte zeitliche Zumessung ist mit einer solchen Konstruktion auch nicht vorgesehen. Der lange Federweg erschwert zudem die Unterbringung großer Hebelunterschieden und damit die Erreichung großer Verstärkungsfaktoren. Zur Überwindung der Federvorspannungen muß daher höhere Stellenergie aufgebracht werden als bei unelastischer Kraftübertragung. Das kann beispielsweise dazu führen, daß in einem Fahrzeug alleine wegen einer solchen Sperrdifferential-Bauart die bordeigene Druckölversorgung nicht ausreicht und nochmals besonders verstärkt werden muß. Nachteilig für viele Zwecke ist auch die durch nahezu gleiche Hebelarmlängen kaum ins Gewicht fallende Kraftverstärkung bei dieser offenbar vorwiegend zu Festhalte Zwecken konzipierten Hebelanordnung.

Die Aufgabe der Erfindung wird hiervon ausgehend darin gesehen, ein einfaches, leichtes und kompaktes Sperrdifferential der Gattung zu schaffen, welches sowohl eine unelastischere und ungehindertere, also exakt dosierbare sowie eine höher verstärkbare Kraftübertragung auf die Reibflächen bzw. den Druckring ergibt und bei einfacher Montierbarkeit eine funktionsgerechtere, platzgünstige Unterbringung der Hebel durch kompakte Integration in einem die in die Reibflächen eng umfas-

senden und axial kurzen Gehäuse ermöglicht.

Die Lösung wird mit den Merkmalen nach den Kennzeichen des Anspruches 1 insofern erreicht, als eine Anordnung einfacher Hebelklinken, die stets etwa parallel zum Druckring stehen, mit nur drei Abstützpunkten, die überdies biegesteif und unelastisch arbeitet, sowohl eine präzisere Kraftübertragung ergibt als auch praktisch nur über den gleichen Ringquerschnitt reichen muß wie die Reibflächen. Eine hohe Kraftverstärkung bei kurzem Hub ergibt sich dabei durch Anordnung der vorderen Abstützung der radial innerhalb des von den Differentialmaßen allein bestimmten Gehäuseaumes untergebrachten Hebel auf dem Druckring mit stark verkürztem radialem Abstand zur rückseitigen unverschieblichen bzw. starren Abstützung bei deutlich längerem Hebelarm von der vorderen Abstützung zur verschieblichen Abstützung durch den Gleitring. Dank des geringen Hubes der Hebel läßt sich schließlich der für die Unterbringung der Verstärkungshebel vorzusehende Ringraum axial vor dem Druckring mit nur geringem zusätzlichem Axialfreiraum bei gleichbleibendem Gehäusedurchmesser mit einer geringeren Zahl von Einzelteilen besser nutzen, weil weder zusätzliche Federn noch die dafür nötigen längeren Hübe und großen Schwenkwege gebraucht werden. Auch in ihrer Umfangsposition sind die Hebel mittels entsprechender Axialvor- bzw. -rücksprünge bei ihrer Abstützung oder durch einen einfachen Käfig sicher gehalten, obwohl sie unabhängig voneinander eingelegt sind. Eine gleichmäßige Lastverteilung am Umfang ist auch durch die Lage der vorderen Abstützung im Bereich des mittleren Reibradius der Reibverbindungseinrichtung sichergestellt.

Hebel hoher axialer Biegesteifigkeit haben den Vorteil, daß Stellbefehle hysteresefrei und ohne Zusatzkräfte für die Überwindung evtl. Vorspannungen präzise übertragbar sind. Die Weg- und Zeiteinstellung kann präziser und seriengerechter am Stellglied erfolgen, und Federerlahmungen können hierbei nicht auftreten. — Die Vorteile der Erfindung sind unabhängig davon erreichbar, welche Art von Reibverbindung vorliegt und wie die verschiebliche Abstützung beim Innendurchmesser oder beim Außendurchmesser des Gleitringes bzw. Ringquerschnittes der Hebelanordnung erfolgt.

Weitere Vorteile werden durch die besonderen Ausführungsformen gemäß den Unteransprüchen erzielt:

— Bei Verwendung von Hebeln mit Rechteckquerschnitt kann fertig gehärtetes Strangmaterial verwendet werden, das nach dem einfachen Ablängen keiner weiteren Feinbearbeitung mehr bedarf. Dabei haben sich Hebel als günstig erwiesen, deren Hebelbreite zwischen 0,75- und 1,25mal der Hebelstärke beträgt.

— Mit glatten Hebeln, z. B. aus Strangmaterial, wird es möglich, den vorderen Abstützpunkt auf dem Druckring während dessen ohnehin erforderlicher mechanischer Bearbeitung als auf ganzem Umfang umlaufende hebelseitige Vorsprungkante anzudrehen.

— Muß jedoch, beispielsweise aus Herstellgründen, diesen selbst ein reibflächenseitiger Vorsprung, z. B. in einer Sinterform, bereits bei der Herstellung angeformt werden, so kann in diesem Falle der Druckring einen einfachen flachen Querschnitt erhalten.

— Die Hebel können gegen Verschiebung in Umfangsrichtung im Bereich ihrer Abstützungen ohne

Zusatzteile dadurch gesichert werden, daß dort axiale nutenartige Radialvertiefungen mit der Breite der Hebel vorgesehen sind, in welche die Hebel mit einem gewissen Teil ihrer Dicke einlegbar sind.

— Eine weitere Möglichkeit zur Sicherung gegen Drehmitnahme kann auch darin bestehen, daß axial zwischen Gleitring und Hebeln ein einfacher Käfig, z. B. in Form eines umlaufenden Distanzringes, aus Draht oder Bandlech vorgesehen wird, von welchem radial nach außen abgebogene lappenartige Axialvorsprünge zwischen den Hebeln vorgesehen sind, welche in Axialnuten am Innenumfang des Gehäuses eingreifen und die Lücken zwischen den Hebeln am Umfang ausfüllen.

— Der Gleitring ist über beliebige axiale Stellgliedvorrichtungen axial verschieblich und gegenüber dem Gehäuse drehbar.

— Die Hebel liegen mit ihrer unverschieblichen Abstützung, vorzugsweise direkt gegen das Differentialgehäuse, an.

— Wenn der Gleitring als im Gehäuse axial und druckdicht geführter Ringkolben mit einer Druckmittelbeaufschlagung gestaltet ist, genügen bereits niedrige Arbeitsdrücke und geringe Volumenströme bzw. kleine Stellgliedzylinder, um hohe Bremskräfte präzise auszulösen.

— Indem man zwischen Gleitring und Gehäuseboden ein Axiallager vorsieht, können die Reibungskräfte während der Betätigung der Reibverbindung reduziert werden.

— Das erfindungsgemäße Sperrdifferential baut besonders kompakt und mit günstiger Kraftübertragung, wenn es ein Lamellenpaket beinhaltet, dessen Außenlamellen in einem gegenüber einem Achsrohr drehbar gelagerten Gehäuse und dessen Innenlamellen auf der gegen eine Welle verschieblichen Nabe eines Achskegelrades drehfest und axial verschieblich geführt sind.

— Dabei kann der Gleitring bzw. der Ringkolben sowohl unmittelbar bei den Hebeln angeordnet als auch durch eine Fernbetätigung, beispielsweise in Form einer Steuerhülse oder mittels Betätigungsstiften, weiter entfernt von den Hebeln bzw. den Reibflächen angeordnet werden. Letzteres hätte den Vorteil geringerer Wärmeeinflüsse auf den Stellkraftmotor bzw. auch geringerer Störungen durch verminderten Reibflächenabrieb bei günstiger Wärmeverteilung.

— Wird das Gehäuse des Differentials unmittelbar radial über den Hebeln mit einer Flanschverbindung vorgesehen, ergeben sich Montage- und Wartungs erleichterungen.

— Mit den erfindungsgemäß angeordneten Stellkraftverstärkungshebeln kann nicht nur eine höhere Reibflächenwirkung erzielt, sondern auch das auf der Gegenseite gelegene Differential-Außenlager entsprechend der Hebelübersetzung entlastet werden. In der Regel kann, dank der guten Stellkraft-Verstärkung, auf die Anordnung eines zweiten Reibflächenpaketes auf der zweiten Achswellenseite eines Differentials verzichtet werden. Jedoch wäre nötigenfalls die erfindungsgemäße Anordnung auch in Tandem-Anordnung nach gleichem Prinzip realisierbar.

— Eine minimale Kraftlinienumlenkung wird dann erreicht, wenn Druckring, Gleitring und der Innenring eines das Gehäuse der Reibverbindungseinrichtung führenden Kegelrollenlagers etwa die

gleichen mittleren Durchmesser aufweisen.

Die Erfindung ist nicht auf die Merkmalkombination der einzelnen Ansprüche beschränkt. Für den Fachmann ergeben sich weitere sinnvolle Kombinationsmöglichkeiten von Ansprüchen und einzelnen Anspruchsmerkmalen aus der Aufgabenstellung. Angepaßte Anwendungen können auch bei Synchronisierungen, Bremsen usw. erfolgen.

Die Erfindung wird im folgenden anhand schematischer Zeichnungen näher erläutert.

Fig. 1 ist eine Darstellung des Sperrdifferentials mit einer Anordnung, bei der der Gleitring als unmittelbar auf die Hebel wirkender Ringkolben innerhalb eines Differentialgehäuses vorgesehen ist.

Fig. 2 zeigt einen Querschnitt in der Flanschebene dieses Differentialgehäuses mit der Draufsicht auf die radial angeordneten Stellkraftverstärkungshebel und ihre Distanzhalter, axial vor dem Druckring.

Fig. 3 zeigt die gleiche Grundanordnung wie Fig. 1, jedoch mit einer unter dem Lager des Differentialgehäuses als Fernbetätigung hindurchreichenden Schiebebüchse zur Verbindung des hier axial vor dem Lager angeordneten Gleitringes und der Hebel. Dabei ist ein Axialrollenlager zwischen Gleitring bzw. Ringkolben und Schiebebüchse vorgesehen.

Fig. 4 zeigt eine ähnliche Anordnung, bei der jedoch als Fernbetätigung eine Schiebebüchse vorgesehen ist, die auch gleichzeitig als Anker-Nabe eines Elektromagneten dient.

In Fig. 1 hat das Sperrdifferential 1 ein Gehäuse 2, welches gegenüber einer Welle 3 drehbar ist. Auf einer mit der Welle 3 verzahnten und als verschieblicher Innenlamellenträger 4 dienenden Nabe eines Achskegelrades werden die Innenlamellen 5 der Reibverbindungseinrichtung drehfest gehalten, welche im Wechsel mit im Gehäuse drehfest gehaltenen Außenlamellen 6 angeordnet sind. Der äußersten Außenlamelle 6 axial vorgeordnet befindet sich ein die Lamelle 6 auf etwa gleicher Ringfläche überdeckender Druckring 7. Mehrere mit gleichmäßigen Abständen auf seinem Umfang vorgeordnete und radial orientierte, voneinander unabhängige Stellkraftverstärkungshebel 8 haben ihre vordere Abstützung 9, vorzugsweise im Bereich des mittleren rechnerischen Reibradius der Reibverbindungseinrichtung 5, 6 auf dem Druckring 7, wozu im Beispiel der Druckring 7 dort einen hebelseitigen Vorsprung in Form einer Schneide bzw. Kuppe hebelseitig angeformt bekommt. Der für die Hebel 8 erforderliche Freiraum, axial vor dem Druckring 7, weist nur eine maximale axiale Breite von etwa der zweieinhalbfachen Dicke der Hebel 8 selbst auf, da die Hebel 8 sowohl in Ausgangs- als auch Arbeitsposition stets nahezu parallel zum Druckring 7 stehen. Innerhalb der alleine vom Differentialgehäuse vorgegebenen Abmessungen sind sie lediglich abstandfixiert zueinander, sonst aber frei beweglich.

Die Hebel 8 haben mit ihrer äußeren Kante eine unverschiebliche, starre Abstützung 10 gegenüber einem Innenbund des Gehäuses 2. Ihre verschiebliche Abstützung 11 haben sie an ihrem radialinneren Rand gegenüber dem Gleitring 12 (bzw. demselben gemäß Fig. 3 oder 4 als Fernbetätigung 21 zugeordneten Schiebebölen bzw. Schiebehülsen). Der von den Hebeln 8 radial überbrückte Ringquerschnitt 13 erfordert keinen kleineren Innendurchmesser oder größeren Außendurchmesser wie das Reibflächenpaket 5, 6 der Reibverbindungseinrichtung. Auch in axialer Richtung wird lediglich derjenige Bauraum zwischen Gleitring 12 bzw.

Fernbetätigungs-Schiebehülse 21 und Druckring 7 benötigt, welcher sich durch die effektive Materialstärke der Hebel 8 und den minimalen Verschiebeweg bzw. die Kippbewegung des verschieblichen Hebelendes ergibt, weil dank einer großen Hebelarmdifferenz und der unflexiblen Anordnung ein geringer Hub des Gleitringes 12 schon ausreicht. Vorzugsweise ist der kürzere Hebelarm nur 0,3- bis 1,2fach so lang wie der Hebel 8 dick ist.

Beim in Rede stehenden Beispiel ist der Gleitring 12 als Ringkolben im hebelseitigen Boden 14 des Differentialgehäuses 2 eingearbeitet und darin durch eine parallel zur Welle 3 von außen als Bohrung oder Spalt usw. herbeigeführte Druckleitung 15 beaufschlagbar. Weiterhin ist in diesem Beispiel der Ringzylinder für den Ringkolben bzw. den Gleitring 12 einem das Gehäuse 2 führenden Außenlager 16 hebelseitig vorgeordnet. Dank der kompakten Hebelanordnung ist es möglich, für den Innenring des Außenlagers 16, den Gleitring 12, die Hebel 8 und den Druckring 7 sowie die Lamellen 6 einen nahezu gleichen mittleren Durchmesser zu wählen, so daß sich eine sehr günstige geradlinige axiale Kräftefortleitung ohne kräfteverzehrende Umlenkungen ergibt. Durch Entfall jeglicher Federelemente ist sichergestellt, daß die Regelcharakteristik auf dem ganzen Wege vom Druckgeber bis zum Druckring 7 linear bleibt.

Fig. 1A zeigt eine gleichwirkende umgekehrt mögliche Variante, die Hebel 8 im gleichen Umfangsbereich mit einer Schneide oder Kuppe gegenüber dem Druckring 7 zu versehen und dafür den Druckring 7 mit relativ flachem, z. B. rechteckigem Querschnitt herzustellen.

In einem Teilschnitt nach Fig. 2 sind die Hebel 8 nach der Fig. 1 als biegesteife, rechteckige Abschnitte aus gehärtetem Stahl gezeigt, welche gegen Drehmitnahme bzw. seitliches Verschieben durch einen aus Blech geformten Distanzring 17 als Käfig ohne zusätzlichen Platzverbrauch auf gleichmäßigem Umfangsabstand gehalten werden. Dieser Distanzring 17 ist mit reibflächenseitigen, lappenartigen Axialvorsprüngen 17A versehen und zwischen den Hebeln 8 und dem Gleitring 12 in einem durch den Vorsprung des Gleitringes 12 entstehenden Freiraum 18 gleitringseitig vor den Hebeln 8 einlegbar. Mit den sich dabei an die radialen Längskanten der Hebel 8 anlegenden hebelseitigen Axialvorsprüngen 17A des Distanzringes 17, die die Zwischenräume der Hebel 8 in Umfangsrichtung ausfüllen und vorzugsweise nach außen bis über die Außenkante der Hebel 8 abgebogen sind, hält der Distanzring 17 die Lücken am Umfang zwischen den Hebeln 8 stets gleich groß, ohne deren Bewegungsspiel radial bzw. beim Kippen zu bremsen. In das Innenprofil des Gehäuses 2 eingreifende Radialvorsprünge, vorzugsweise mit halbkreisförmiger Fläche bzw. mit gleicher Verzahnung wie die Innenlamellen 5 sichern den Distanzring 17 und die Hebel 8 vor einer Mitbewegung in Drehrichtung.

Eine weitere Möglichkeit zur seitlichen Fixierung der Hebel 8 ohne Distanzring 17 besteht darin, daß, wie in der Zeichnung strichpunktiert am Vorsprung des Gleitringes 12 angedeutet, an einer oder mehreren der Abstützungen 9, 10 oder 11 radiale Nuten 19 zur teilweisen axialen Einlage der Hebel 8 vorgesehen werden. Zur Erleichterung der Montage bzw. zur Verwendbarkeit unterschiedlicher Bauelemente kann das Gehäuse 2 von seinem Boden 14 durch eine etwa radial über dem Freiraum 18 befindliche Flanschverbindung 20 axial lösbar sein.

In Fig. 3 wurde axial zwischen dem Boden 14 und den Hebeln 8 auch noch der Platz für den Gleitring 12 durch

Verlagerung des Ringkolbens nach außerhalb des Gehäuses 2 eingespart, und es beschränkt sich der verbleibende Freiraum 18 lediglich noch auf eine dem effektiven Hub des Gleitringes 12 entsprechende axiale Breite. Zwischen Hebel 8 und Gleitring 12 ist hier als Fernbetätigung 21 eine Schiebehülse oder eine, hier als Alternative nicht gesondert dargestellte Anordnung axial verschieblicher, gleich langer Bolzen auf dem Umfang vorgesehen, mit denen die Schiebebewegungen durch den Boden 14 hindurch verlängerbar sind. Der Gleitring 12 ist hier ebenfalls als Hydraulik-Ringkolben dargestellt, jedoch auf der den Hebeln 8 abgewandten Seite des Außenlagers 16 abseits von den Wärmeeinflüssen der Reibverbindung 5, 6 angeordnet. Da hier in der Regel keine besonderen Rücksichten auf die axiale Baulänge außerhalb des Gehäuses 2 genommen werden müssen, besteht auch Platz für ein Axialrollenlager 22 und einen Gleitring 12, so daß die Hebel 8 gegenüber dem Gleitring 12 durch Drehzahldifferenzen kaum Abnutzung erfahren oder Wirkungsgradeinbußen hervorrufen.

In Fig. 4 ist eine dem Grundprinzip der Anordnung nach Fig. 3 entsprechende Variante dargestellt, bei der die Schiebehülse 21 jedoch als Nabe eines Magnetankers 23 dient, welcher einer Elektro-Magnetspule 23 im Flansch des Außenlagers 16 zugeordnet ist. Die Magnetspule 23 kann dank der geringen Energieübertragungsverluste des erfindungsgemäßen Stellkraftverstärkungshebels 8 relativ schwach und energiesparend dimensioniert werden. Da die Kräfte ohne Zwischenschaltung von Federn oder Rastpunkten etc. praktisch ohne Verluste auf den Druckring 7 gelangen, entstehen weder Zeit- noch Kraftverluste von Belang.

Die beschriebene Erfindung gestattet mit einem Minimum von einzelnen Elementen eine schnell ansprechende Steuerung bzw. Regelung mit Linearfunktion unter Vermeidung von kompliziert einzubauenden und platzraubenden Vorschaltfedern und ohne jede für weit ausladende Kipphebel bzw. Spreizfedern usw. erforderliche Bauraumvergrößerung. Die in die Reibverbindungseinrichtung 5, 6 eingeleiteten Kräfte können dank der nur drei als Gelenke wirkende Abstützpunkte benötigten, federfreien Hebelübersetzungen auch bei einseitiger Reibflächen-Anordnung in einem Sperrdifferential sehr klein gehalten werden. Weiterhin erhöhen sich dort hierdurch die Lebensdauern für das dem Reibflächenpaket gegenüberliegende Lager des Differentials, das die Stellkräfte aufnehmen muß, welche hier dank der Hebelverwendung nur einen Bruchteil der effektiven Reibflächen-Druckkräfte betragen.

#### Bezugszeichen:

- 1 Sperrdifferential mit Reibverbindungseinrichtung
- 2 Gehäuse
- 3 Welle
- 4 Innenlamellenträger
- 5 Innenlamellen
- 6 Außenlamellen
- 7 Druckring
- 8 Verstärkungshebel
- 9 vordere Abstützung
- 10 radial äußere Abstützung
- 11 radial innere Abstützung
- 12 Gleitring bzw. Hydraulikkolben
- 13 Ringquerschnitt
- 14 Boden von 2
- 15 Druckleitung

- 16 Außenlager
- 17 Distanzring
- 17A Axialvorsprung an 17
- 18 Freiraum für 17
- 19 Nuten für 8
- 20 Flanschdichtfläche
- 21 Fernbetätigung
- 22 Axialrollenlager
- 23 Magnetspule
- 24 Ringanker
- 25 Außengehäuse

#### Patentansprüche

1. Sperrdifferential (1) mit Stellkraftverstärkungshebeln (8) vor seiner Reibverbindungseinrichtung (5, 6),
  - die auf ihrer reibflächenseitigen Frontfläche mit einer in einem Randbereich der Hebel (8) vorgesehenen vorderen Abstützung (9) am Umfang eines Druckringes (7) der Reibverbindungseinrichtung (1) kippbeweglich anliegen,
  - wobei die Kipplage abhängig ist von der jeweiligen Axialpositionsdivergenz zwischen einer von einem hebelseitig vorspringenden Innenringbund des Gehäuses (2) gebildeten unverschieblichen rückseitigen Abstützung (10) gegenüber einer mittels einer Stellgliedernordnung (12, 15) axial verschieblichen Abstützung (11) auf einen im Gehäuse (2) geführten Gleitring (12) am, der unverschieblichen Abstützung (10) radial gegenüberliegenden Rand des jeweiligen Hebels (8),
 dadurch gekennzeichnet,
  - daß die Hebel (8) mit unelastischen Abstützpunkten (9, 10, 11) und biegesteif sowie unabhängig voneinander vorgesehen sind
  - und zumindestens in Ausgangsposition parallel zum Druckring (7) liegen,
  - wobei sie einen Ringquerschnitt (13) radial überbrücken, dessen Durchmesser etwa denen der Reiblamellen (5, 6) entsprechen
  - und hierbei der axiale Abstand der vorderen Abstützung (9) am Druckring (7) zu den rückseitigen Abstützungen (10, 11) etwa der maximalen Dicke der Hebel (8) entspricht,
  - während die Länge des durch den radialen Abstand von der vorderen Abstützung (9) zur unverschieblichen rückseitigen Abstützung (10) gebildeten kürzeren Hebelarmes nur das 0,3- bis 1,2fache der Dicke der Hebel (8) beträgt.
2. Differential nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß sich die vordere Abstützung (9) im Bereich des mittleren rechnerischen Reibradius der Lamellen (5, 6) befindet.
3. Differential nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,
  - daß die Hebel (8) einen Rechteckquerschnitt aufweisen
  - und der Druckring (7) im Bereich der vorderen Abstützung (9) einen hebelseitigen Vorsprung hat.
4. Differential nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Hebel (8) einen prismatischen Querschnitt mit einem reibflächenseitigen Vorsprung bei ihrer vorderen Abstützung (9) und der Druckring (7) einen Rechteckquerschnitt aufwei-

sen.

5. Differential nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Verhältnis der Hebelbreite zur Hebelstärke im Bereich von 0,6 bis 1,3 liegt.
6. Differential nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Gleitring (12) hebelseitig im Bereich der verschieblichen Abstützung (11) mit radialen Nuten versehen ist, in welche die Hebel (8) mit einem Teil ihrer Dicke einlegbar und dadurch gegen Drehmitnahme gesichert sind.
7. Differential nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckring (7) hebelseitige Ausnehmungen zur Fixierung der Umfangsabstände der Hebel (8) vorsieht.
8. Differential nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zur Fixierung der Umfangsabstände der Hebel (8) in einem zwischen den Hebeln (8) und dem Gleitring (12) radial oberhalb des verschieblichen Abstützpunktes (11) verbleibenden Freiraum (18) ein Käfig vorgesehen ist, welcher aus einem Distanzring (17) mit hebelseitigen Axialvorsprüngen (17A) besteht, die im Innenprofil des Gehäuses (2) auf gleiche Weise wie die Außenlamellen (6) drehfest gehalten sind und sich lose gegen die radialen Längskanten der Hebel (8) anlegen.
9. Differential nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Gleitring (12) mit einer direkt auf das Gehäuse (2) Axialkräfte übertragenden Fernbetätigung (21, 15) zusammenwirkt.
10. Differential nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Fernbetätigung (21) aus einem im Gehäuse (2) axial und druckdicht geführten Ringkolben mit einer von außerhalb herbeigeführten Druckleitung (15) besteht.
11. Differential nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Fernbetätigung (21) aus einer axial zwischen Gleitring (12) und Gehäuse (2) angeordneten und beispielsweise als Schiebebüchse oder Schiebelbolzen ausgeführten mechanischen Verlängerung eines Stellgliedes, wie Ringkolben, Hubmagnet usw., besteht.
12. Differential nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß Fernbetätigung (21) und Gleitring (12) einstückig sind.
13. Differential nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Fernbetätigung (21) als Nabe eines in außen umgreifenden Ringankers (24) ausgeführt ist, welchem eine Magnetspule (23) mit einer gegenüber der Welle (3) drehfesten Abstützung zugeordnet ist.
14. Differential nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß axial zwischen Fernbetätigung (21) und Gleitring (12) ein Axiallager (22) vorgesehen ist.
15. Differential nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Welle (3) im Gehäuse (2) geführt ist und selbst in einem Außenlager (16) gegenüber einem Außengehäuse (25) drehbar ist.
16. Differential nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (2) radial über den Hebeln (8) eine Flanschdichtfläche (20) aufweist, bei welcher die axial unverschiebliche Abstützung (10) mittels eines nach innen vorkragenden Innenringbundes vorgesehen ist.
17. Differential nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß nur eine einzige Reibverbindungseinrichtung auf der den Gleitring (12) bzw. die Fernbetätigung (21) aufweisenden Seite des Gehäuses (2)

vorgesehen ist.

18. Differential nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Außendurchmesser des Gleitringes (12) etwa dem mittleren Durchmesser des ihm außen vorgeordneten Außenlagers (25) entspricht. 5

19. Differential nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der vordere Abstützpunkt (9) etwa auf gleichem Durchmesser wie der Innenring des Außenlagers (25) angeordnet ist.

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

3839787

1/2

Nummer:  
Int. Cl. 4:  
Anmeldetag:  
Offenlegungstag:

38 39 787  
F 16 H 1/445  
25. November 1988  
15. Juni 1989

1+

Rechtlich

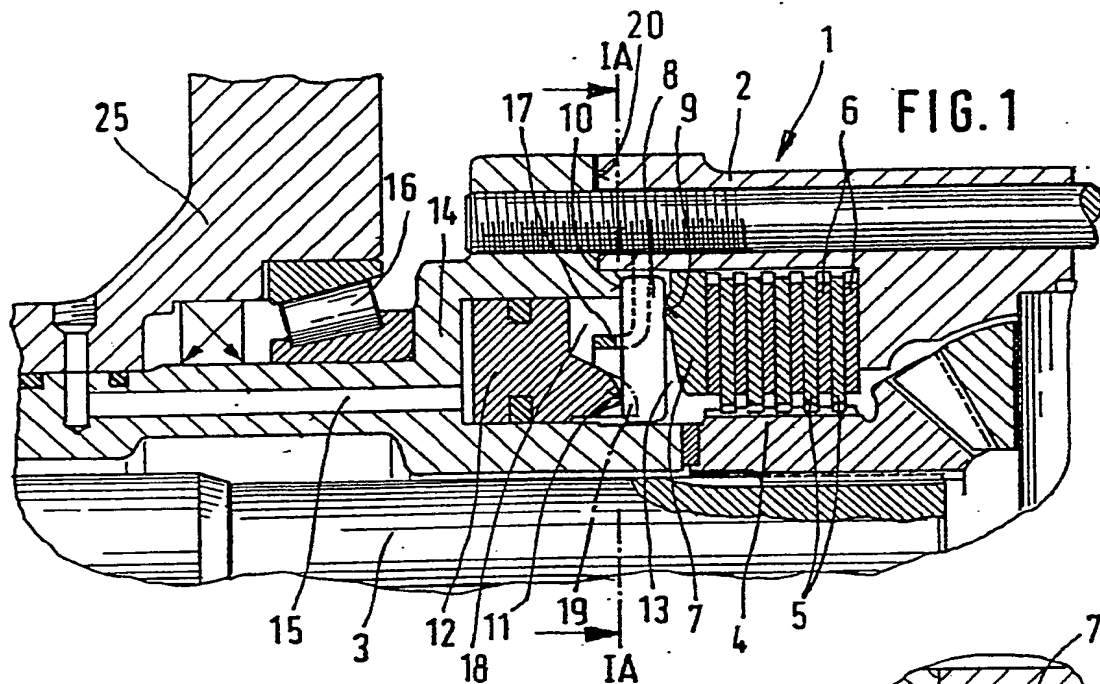


FIG. 1

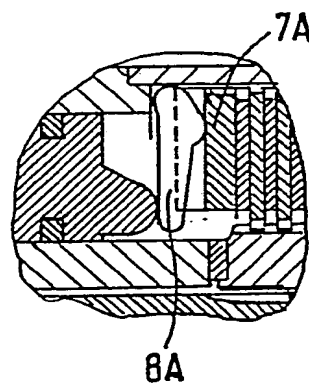


FIG. 1A

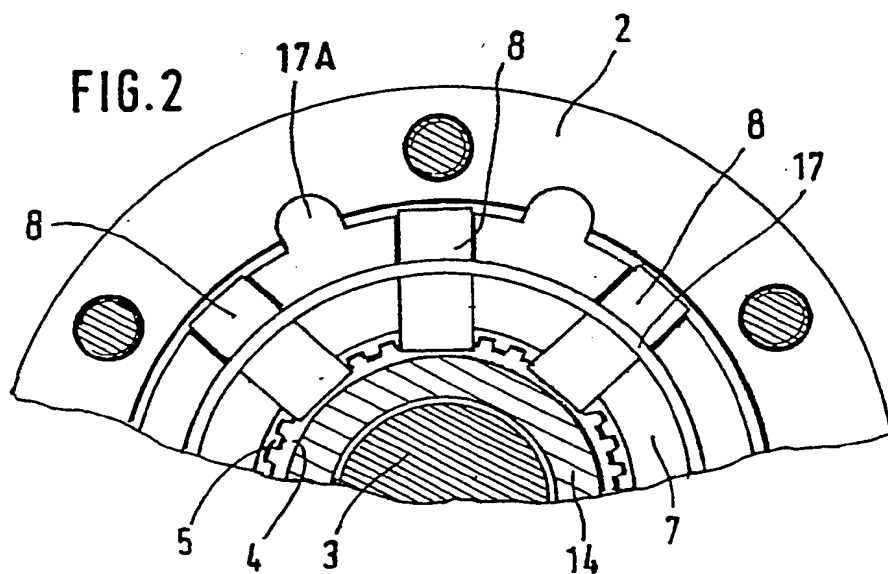


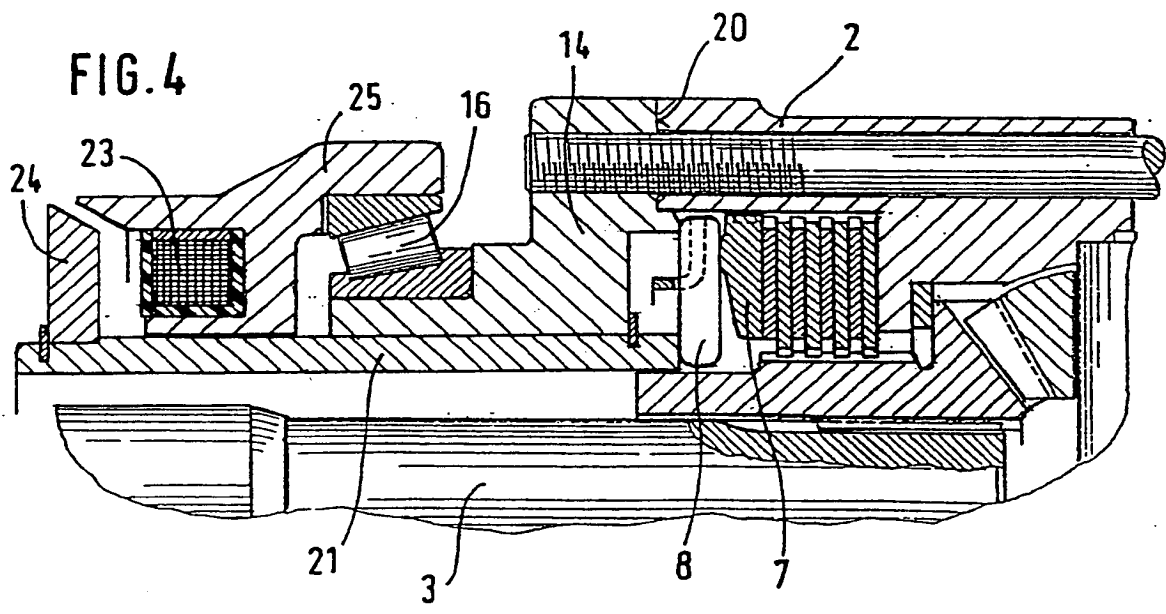
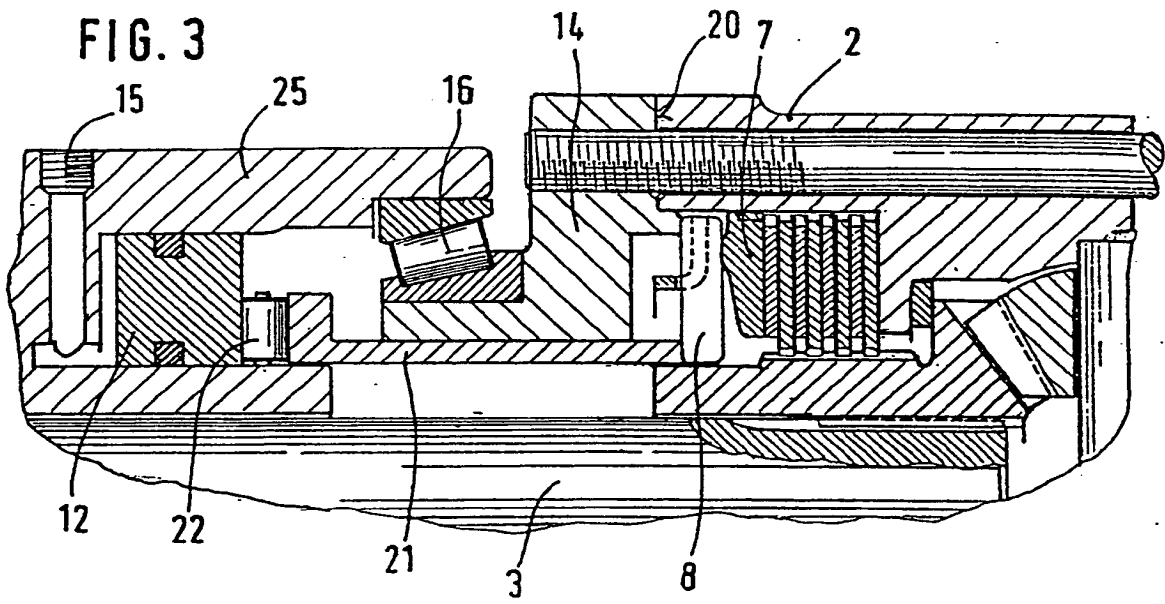
FIG. 2

ZF -----  
908 824/444

3839787

18\*

Fig.: 18: 12



ZF 6029 P